



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ロール軸を中心として揺動する内燃機関に接続される並列した複数の第 1 の排気管を、並列した複数の第 2 の排気管に、ジョイントにて接続する排気管の接続構造において、

前記ジョイントは、接続組をなす第 1 及び第 2 の排気管のいずれか一方に面した球面状フランジを有し、かつ、この球面状フランジを有するジョイントが、2 以上の接続組にそれぞれ設けられ、

さらに、各接続組の各球面状フランジの球面中心点同士を結ぶ線が、内燃機関のロール軸に略平行であることを特徴とする内燃機関の排気管接続構造。

【請求項 2】 請求項 1 において、前記球面状フランジは、隣り合わせた接続組に設けられ、

一方の接続組の球面状フランジは、隣接する他方の接続組の球面状フランジに対し、排気管の軸方向にずれて配置され、

一方の球面状フランジと他方の球面状フランジが一部重なることを特徴とする内燃機関の排気管接続構造。

【請求項 3】 請求項 1 において、ジョイントよりも排気下流側となる位置に可撓性管状部材を配置したことを特徴とする内燃機関の排気管接続構造。

【請求項 4】 内燃機関に接続される並列した複数の第 1 の排気管を、並列した複数の第 2 の排気管に、ジョイントにて接続する排気管の接続構造において、第 1 及び第 2 の排気管からなる複数の接続組の内、一つの接続組のジョイントは、第 1 及び第 2 の排気管のいずれか一方に面した球面状フランジを有するジョイントとし、

他の接続組のジョイントは、可撓性を有する管状部材からなるジョイントとしたことを特徴とする内燃機関の排気管接続構造。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関に接続される排気システムに係り、特に、複数の排気管を接続する排気管の接続構造に関する。

## 【0002】

【従来の技術】内燃機関は、作動中の振動を車体に多く伝えないように、揺動可能にマウントされるのが通常である。内燃機関の揺動の大きさ等は、内燃機関の車体でのマウント位置、マウントのパネ設定、内燃機関に加わるトルク反力により決定される。そして、内燃機関のトルク反力による内燃機関の揺動中心軸を、通常、ロール軸という。

【0003】内燃機関を車体前部に搭載し、前輪にて駆動する車両（FF 車両）等、トルク反力が大きく内燃機関の揺動も大きい車両に、排気系を装着した場合、発進・加速時等の内燃機関の揺動に基づき、排気管も大きく振動する。このため、内燃機関の揺動による排気管に伝

わる力を緩和するとともに、振動を遮断する作用を有するジョイントが設けられる。

【0004】ところで、排気干渉による内燃機関の排気効率の劣化を防止するため、いわゆるデュアルエキゾーストシステムが採用されている。このような排気システムでは、内燃機関の排気ポートに接続されたデュアルエキゾーストマニホールドに続いて、2 本の独立した排気管が接続されている。

【0005】このような、デュアルエキゾーストシステムにおいても、前記のような振動遮断のためのジョイントを設けている。例えば、実開平 2 - 6 3 0 2 5 号では、図 10 に示したように、「エンジン本体に連結した複数の排気管 100 の端部に、該排気管同士を揃えて一体にするボルト孔を形成したフランジ 101 を設け、前記排気管に接続するテール側の排気管 105 に前記フランジに接合するボルト孔を形成した取付け用フランジ 102 を設け、該取付け用フランジと前記フランジとをシール部 103 を介してボルト 104 で固定し、前記排気管同士を連結させたことを特徴とする排気管のジョイント」を開示している。そして、前記フランジ 101 を球面状とした実施例を開示している。これにより、「エンジン側のフランジと取付け用のフランジとをボルトによって強く固定させれば、エンジン側の排気管とテール側の排気管とは揺動可能に確実に接続する。したがって、エンジンからの振動が排気管に伝達されてもジョイントの上下流の排気管は、シール部材のシール面を境にして相互に揺動し、その動きの幅はシール部の厚さ及びボルト孔の隙間だけ可能となる。」としている。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、内燃機関が揺動すると、その揺動による振動が排気管に伝わり、前記ジョイントの部位に振動による荷重が加わる。

【0007】また、ジョイントの配置は内燃機関から離れていることが多く、内燃機関が揺動した場合、デュアルエキゾーストシステムにおける 2 本の排気管の方向変位量には違いが生ずる場合があり、2 本の排気管間で歪みが生じる場合がある。

【0008】従って、ジョイントの揺動可能方向が、荷重方向や歪みの方向と異なる場合、ジョイント自体が破損したり、ジョイント部分が浮いて開口し、排気のリークが生じる場合がある。

【0009】そこで、シングルボールジョイントのように、全ての方向に可動できる 1 中心点可動のジョイントを採用することが、各方向荷重への対応のために望まれる。このような 1 中心点可動とすることは、実開平 2 - 6 3 0 2 5 号において、フランジを球面状にし、さらに各球面が共通の中心点を有するように構成すれば可能となるが、その結果、フランジ部分で排気管を大きく外側へ一旦張り出すように湾曲させなければならず、接続部構造を大型にせざるを得ないという問題がある。

【0010】本発明の課題は、以上の点に鑑み、内燃機関からの振動を確実に吸収してリーク等を生じず、しかも、大型化を避けることのできる排気管接続構造を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明は、前記課題を解決するため、以下の手段とした。

(1) 第1に、ロール軸を中心として揺動する内燃機関に接続される、並列した複数の第1の排気管を、ジョイントにて並列した複数の第2の排気管に接続する排気管の接続構造において、前記ジョイントは、接続組をなす第1及び第2の排気管のいずれか一方に面した球面状フランジを有し、かつ、この球面状フランジを有するジョイントが、2以上の接続組にそれぞれ設けられ、さらに、各接続組の各球面状フランジの球面中心点同士を結ぶ線が、内燃機関のロール軸に略平行であることを特徴とする内燃機関の排気管接続構造とした。

【0012】各接続組の各球面状フランジの球面中心点同士を結ぶ線が、内燃機関のロール軸に略平行であることにより、トルク反力で内燃機関が揺動したとき、その揺動方向に対応して、ジョイント部分があたかも蝶番のように作用する。よって、各接続組のジョイントには、各球面状フランジの球面中心点同士を結ぶ線を回転中心として球面状フランジの球面にならう方向に振動変位が入力される。このため前記球面を摺動面として、第1の排気管と第2の排気管とが相対的に回転する。

【0013】(2) 前記において、前記球面状フランジは、隣り合わせた接続組に設けられ、一方の接続組の球面状フランジは、隣接する他方の接続組の球面状フランジに対し、排気管の軸方向にずれて配置され、一方の球面状フランジと他方の球面状フランジが一部重なるようにしてもよい。

【0014】これにより、球面状フランジの配置スペースを減少させることができる。

(3) また、前記において、ジョイントよりも排気下流側となる位置に可撓性管状部材を配置することも可能である。これにより、ロール軸回り以外の振動変位を吸収できる。

【0015】(4) 第2に、本発明は、内燃機関に接続される並列した複数の第1の排気管を、並列した複数の第2の排気管に、ジョイントにて接続する排気管の接続構造において、第1及び第2の排気管からなる複数の接続組の内、一つの接続組のジョイントを、第1及び第2の排気管のいずれか一方に面した球面状フランジを有するジョイントとし、他の接続組のジョイントは、可撓性を有する管状部材からなる可撓性ジョイントとした。

【0016】この構成によれば、球面状フランジを有するジョイントは1つであり、他の可撓性ジョイントは全方向に可動できるので、球面状フランジを有するフランジもまた全方向に可動できる。

【0017】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を、図面を参照して説明する。図1～図6は、本発明の一例を示し、図7はその変形例、図8、図9は他の例を示す。＜排気システムの概要＞図5は、内燃機関（以下、エンジンという）の排気システムを示した図である。まず、エンジン1の排気ポートに、第1の排気管2が接続され、この第1の排気管2に本発明に係るジョイント3を介して、第2の排気管4が接続されている。

【0018】図示したエンジン1は、いわゆるFF横置きレシプロエンジンである。ここでは4シリンダエンジンを示すが、シリンダ数は限定されない。エンジン1は、トランスアクスル5と結合され、図示しないエンジンマウントによって車体に揺動可能に取り付けられている。エンジン1は、FF車の場合、3～4点で支持され、そのマウント位置、バネ設定によりロール軸Aが決定される。エンジン1は、車両の加速等のトルクがかかった場合、そのトルク反力按比例し、ロール軸A回りに揺動する。エンジン1のロール荷重は、エンジン出力、ギア比、デフ比（すなわちトルク反力）で決定される。ロール角は、トルク反力とエンジンマウントのロール剛性とが釣り合う点である。従ってトルクが大きいほど（排気量大、ギア比大）、また、エンジンマウントが軟らかいほど、ロール角は大きくなる、FF車はFR車に比較してデフ比でロール角が大きくなる。

【0019】次に、第1の排気管2は、デュアルエキゾーストマニホールドであり、図4で明らかなように、エンジンの第1及び第4シリンダの排気ポートに一端が接続され他端が第1の排気口12aとして一つにまとまった第1のマニホールド2aと、エンジンの第2及び第3シリンダの排気ポートに一端が接続され他端が第2の排気口12bとして一つにまとまった第2のマニホールド2bとを並列して有している。

【0020】第2の排気管4は、ジョイント3を介して第1のマニホールド2aの第1の排気口12aと、第2のマニホールド2bの第2の排気口12bとにそれぞれ接続される2本のFrパイプ4a、4bと、このFrパイプ4a、4bに継手6で接続されたセンターパイプ7と、このセンターパイプ7に継手8で接続されたテールパイプ9を有する。

【0021】Frパイプ4a、4bの終端近くには触媒コンバート15が介装され、センターパイプ7には、サブマフラー16が介装され、テールパイプ9にはメインマフラー17が介装されている。

【0022】排気系はサブマフラー16の部分と、メインマフラー17の部分に設けたサポート20a、20b、20cで車体に懸架されている。なお、図5で21は排気管重心であり、排気管の慣性中心として、排気管の回転軸となる。そして、エンジンロール変位による排気管に掛かる荷重は、排気系の反力により決定される。

排気系の反力は、サポート20a、20b、20cのバネ定数、サポート位置、排気系重量、重心位置が主要素として決定される。

<ジョイント構造>前記ジョイントは、ロール軸を中心としたエンジンのロール方向、すなわち揺動方向に折り曲げ自在な構造である。その折り曲げ軸が、ロール軸Aと略平行となっている。

【0023】以下、ジョイントの構造を、図1～図3を用いて詳細に説明する。図1において、上側の2本のパイプは、前記した第1のマニホールド2aと第2のマニホールド2bである。下側の2本のパイプは、前記2本のFrパイプ4a、4bである。各マニホールド2a、2bと各Frパイプ4a、4bとがそれぞれ対をなし、ジョイント3で接続されるべき2組の接続組を構成する。

【0024】ジョイント3は、各接続組において、マニホールド側に装着される固定フランジ23と、Frパイプ側に装着される球面状フランジ33a、33bとを有する。

【0025】固定フランジ23は、第1のマニホールド2aと第2のマニホールド2bを一体的に固定する一体型のフランジ部23aに、第1のマニホールド2aの第1の排気口12aと第2のマニホールド2bの第2の排気口12bとを挿入連結する2つの連結口23b、23cを有する。

【0026】そして、2つの連結口23b、23cの周囲から、Frパイプ4a、4b側へと伸びた連結管部23d、23eが、フランジ部23aと一体的に設けられている。連結管部23d、23eの内外径は、Frパイプ4a、4bの内外径とほぼ同一である。

【0027】さらに、一方の連結管部23dのFrパイプ側端面と、他方の連結管部23eのFrパイプ側端面とは、連結管部の軸方向＝排気管の軸方向において、段違いとなっており、図1において、左側の連結管部23dの高さが、右側の連結管部23eの高さより高くなっている。また、各連結管部23d、23eの外周には、球面状フランジ33a、33bとの間で排気シールをする環状のガスケット23f、23gがそれぞれ装着されている。各ガスケット23f、23gの球面状フランジ側の角部は、球面状に面取りされている。

【0028】また、固定フランジ23aは、2本のFrパイプ4a、4bの並び方向、すなわち図の左右方向において、その両端部と中央部とにそれぞれボルト係止用の螺子孔41、42、43を有する。各螺子孔41、42、43の中心点を結ぶと、固定フランジ両端部の各螺子孔41、42間を底辺とする2等辺3角形を形成する。

【0029】前記各球面状フランジ33a、33bは、菱形をなす平板状部53a、53bと、この平板状部の中央に配置された連結口回りの球面状部63a、63b

とを有する。連結口は連結筒73a、73bにより形成され、この連結筒73a、73b内に前記Frパイプ4a、4bが気密に挿入されて溶接されている。球面状部63a、63bは、その内面をマニホールド2a、2b側に向けている。

【0030】図1において、左側の接続組に装着される一方の球面状フランジ33aと、右側の接続組に装着される他方の球面状フランジ33bとは、細部において構造が異なる。一方の球面状フランジ33aは、平板状部53aの周縁がFrパイプ4a側に折り曲げられ、他方の球面状フランジ33bは、平板状部53bの周縁がマニホールド2b側に折り曲げられている。

【0031】そして、平板状部53a、53bにおいて、菱形の長軸方向の両端部にボルト挿入孔56、57、58、59がそれぞれ設けられている。一方の球面状フランジ33aは、球面状部63aを固定フランジ23aの一方の連結管部23dに対向させた状態で、一方のボルト挿入孔56を固定フランジ23aの一方の螺子孔41に合わせ、他方のボルト挿入孔57を固定フランジ23aの中央部の螺子孔43に合わせた状態で配置される。

【0032】また、他方の球面状フランジ33bは、球面状部63bを固定フランジ23aの他方の連結管部23eに対向させた状態で、一方のボルト挿入孔58を固定フランジの中央部の螺子孔43に合わせ、他方のボルト挿入孔59を固定フランジ23aの他方の螺子孔42に合わせた状態で配置される。

【0033】従って、一方の球面状フランジ33aと、他方の球面状フランジ33bとは、排気管の軸方向にずれた段違いに配置され、固定フランジ23aの中央部の螺子孔43部分で、それぞれの平板状部53a、53bが重なり合う。この重なり合う部分において、平板状部53a、53b間には、図3に示したように、SUSメッシュ等からなる減衰材（緩衝材）71を介在させてある。これは、フランジの揺動による干渉音の減衰のためである。

【0034】さらに、一方の球面状フランジ33aにおける、一方のボルト挿入孔56に第1のボルト75が挿通されて、固定フランジの一方の螺子孔41に螺合している。同様に、一方の球面状フランジ33aにおける他方のボルト挿入孔57と、他方の球面状フランジ33bにおける一方のボルト挿入孔58とに、第2のボルト76が挿通されて、固定フランジ23aの中央部の螺子孔43に螺合している。さらに、他方の球面状フランジ33bにおける他方のボルト挿入孔59に第3のボルト77が挿通されて、固定フランジ23aの他方の螺子孔42に螺合している。

【0035】第1～第3のボルト75、76、77において、各ボルトの頭と球面状フランジの平板状部との間にはそれぞれ第1～第3のコイルバネ85、86、87

が介装され、これらコイルバネ 85、86、87 の付勢力で、球面状フランジ 33a、33b をマニホールド側へと押し付けている。この押し付け力で、球面状部 63a、63b の内面が、固定フランジの連結管部 23d、23e の周囲に設けたガスケット 23f、23g の球面状面取り部分に押し付けられ、この両者で排気管接続部が気密にシールされる。

【0036】各コイルバネ 85、86、87 の付勢力で、固定フランジ 23a に対する球面状フランジの姿勢が決定される。このとき、平板状部 53a、53b が重なり合う部位を締め付けている第 2 のボルト 76 には、

両端部の第 1 及び第 3 のボルト 75、77 に比較して、2 倍の力が加わる。そこで、第 2 のボルト 76 に配設される第 2 のコイルバネ 86 のバネ定数を、第 1、第 3 のボルト 85、87 に配設される第 1、第 3 のコイルバネ 85、87 のバネ定数の 2 倍とし、球面状フランジ 33a、33b の姿勢を固定フランジ 23a に対し均等に保っている。

【0037】そして、このようなジョイント 3 の装着状態において、一方の球面状フランジの球面状部 63a の球面中心点 O1 と、他方の球面状フランジの球面状部 63b の球面中心点 O2 とを結ぶ線 V は、エンジン 1 のロール軸 A に対して略平行に配置してある。その関係を図 6 に示す。異なる視点から見ると、球面状部 63a または 63b の球面中心点と、球面状部 63a、63b の中央に設けた連結口の中心とを結ぶ軸線が、ロール軸 A に対しほぼ直角となっている。また、デュアルエキゾーストマニホールドの 2 つの排気口の並び方向がほぼエンジンロール軸 A に対し、ほぼ平行であるといってもよい。

<作用>以上の構成において、車両の発進時あるいは加速時に、エンジンのトルク反力により、ロール荷重が発生し、排気管 2、4 に加わる。この時、各接続組の各球面状フランジの球面中心点同士を結ぶ線 V が、エンジンロール軸 A に略平行であることにより、トルク反力でエンジンロールが生じたとき、ロール方向に対応して、各球面状フランジ 3 の球面中心点同士を結ぶ線を回転中心として、球面状フランジの球面にならう方向にロール変位が入力される。このため前記球面を摺動面として、第 1 の排気管 2 と第 2 の排気管 4 とが蝶番のように相対的に回転する。よって、ロール荷重を吸収し、ジョイント部分の破損や、接続部分での浮きが生じることがなく、排気リークが生じない。

【0038】そして、球面状フランジ 33a、33b を有するジョイント単体での強度は、球面状部 63a、63b というすべり軸受けを使うことで、大幅に向上する。これに対し、単なるベローズのみによるフレキシブルジョイント単体を設けた場合では、バネ力がベローズ管特性に依存する、ベローズ管において振動低減のためには、軟らかいバネ特性とすることが望まれるが、バネ特性を軟らかくするほど、板厚も薄くなりジョイント単

体としての強度が落ちる。よって、ベローズ管の場合、その近傍を固定するためのストッパを設けることが必要となる。

【0039】また、ベローズ管は、その接続部において回転運動のみならず並進運動を許容する。並進運動によるベローズ管の耐久性を考慮すると、ベローズ管付近の排気管をサポートにて車体に懸架する必要が生ずる。それ故、排気管を懸架するサポートから車体に振動を伝達することとなる。この振動は車体をゆすり、車内での騒音を招く。

【0040】この点、前記ジョイント構造では、回転方向（エンジンロール方向）バネしか持たないので、並進方向に対し剛性が高く、ベローズを用いるときに必要なストッパを必要としない。また、サポート点は、排気管 4 後方の数点で、排気管 4 の保持姿勢を保つことができ、ジョイント自体の剛性にも影響を与えない。さらに、マフラー等の比較的重量物のある位置でのみの支持を可能とし、ベローズ管を用いた際における排気管のような比較的軽量物のある位置での支持を必要としないので、サポート点における排気系の振動加速度が小さい位置ばかりとなり、サポート点から車体に伝達される振動レベルは低減できる。

【0041】先に従来の技術として述べた特開平 6-108832 号では、外側の排気管と内側の排気管との間の変位量が異なるとき、変位量の差による歪みで、内側の排気管同士の間でリークが生じ、排気干渉によりいわゆるデュアル効果が失われることを述べた。また、この従来例では、内側のジョイント部のガスケットが常に排気熱にさらされ、排気熱による腐食でより隙間が生じやすいという問題がある。さらに、内側に排気管を内装するため、外側の排気管における排気流の流路抵抗が大きくなり背圧上昇をまねくという結果となる。

【0042】これに対し、本例では、前記構成としたことで、リークによる排気干渉で、デュアル効果が損なわれることがない。また、本例の場合、接続部のジョイントを小さくでき、しかも、排気管は外側へと張り出す必要はないので、接続構造を小さくできる。

【0043】構造の小型化は、ジョイント部分での振幅減少に寄与する。すなわち、ジョイント部分とエンジンのロール軸との間の距離が大きいほど、ジョイント部分でのロール振幅が大きくなるが、ジョイント自体が小型になれば、マニホールドの長さが同じでも、ジョイントが小さくなっただけで、ジョイントの中心、すなわち、各球面状フランジの球面中心点同士を結ぶ線が、エンジンロール軸に近づくこととなる。よって、その分比例して振幅が小さくなる。

【0044】さらに、球面状フランジ 33a、33b の平板状部 53a、53b を一部重なり合うようにしたことも小型化に寄与している。その再、平板状部 53a、53b 間に減衰材 71 を介在させたことで、両平板状部

53a、53bが互いに干渉することなく、異音等を感じない。

【0045】なお、固定フランジ23aをマニホールド2a、2b側に設け、球面状フランジ33a、33bをFrパイプ4a、4b側に設けているが、これを逆にして、固定フランジ23aをFrパイプ4a、4b側に設け、球面状フランジ33a、33bをマニホールド2a、2b側に設けても良い。

<付加構造>前記した2本のFrパイプの内、一方(図1の右側)には、可撓性管状部材として、ベローズ管90が介装されている。このようなベローズ管90を付加すれば、排気管4はジョイント部分のみならず、このベローズ管90部分で可動する。

【0046】このように、ジョイントよりも排気下流側となる位置に可撓性管状部材90を配置することで、ロール軸回り以外の振動変位を吸収できる。ベローズ管の位置としては、図4、図7に示したように、Frパイプの上流側あるいは下流側のように適宜、ジョイントの回転方向のバネ定数と、ベローズ管の有する並進方向(剪断方向)のバネ定数から決めることができる。

<他の構成例>図8に示した例は、一つの接続組のジョイントを、第1及び第2の排気管2、4のいずれか一方に面した球面状フランジを有する前記例と同一のジョイント3とし、他の接続組のジョイントを、可撓性を有するベローズ管などの管状部材からなる可撓性ジョイント91とした。

【0047】この構成によれば、球面状フランジを有するジョイントは1つであり、他の可撓性ジョイントは全方向に可動できるので、球面状フランジを有するフランジもまた全方向に可動できる。よって、図9に示したように、マニホールドの2つの排気口の並び方向をロール軸と直角としても、球面状フランジによるジョイント部分を回転中心として、その直角方向に回転できるので、エンジンのロール荷重を吸収できる。

【0048】

【発明の効果】前記(1)の発明によれば、各球面状フランジの球面中心点を結ぶ線を回転中心として球面状フランジの球面にならう方向に振動変位が入力され、前記球面を撓動面として、第1の排気管と第2の排気管とが相対的に回転でき、ロール軸回りでの内燃機関の振動によってジョイント部分に加わる荷重は、第1の排気管と第2の排気管との相対的回転により吸収でき、ジョイント部分の破損や、浮きによるリーク等が発生しない。

【0049】また、並列した複数の第1の排気管を、並列した複数の第2の排気管に、ジョイントにて接続する排気管構造であるため、従来例に比較して、接続構造の大型化を避けることができる。

【0050】また、前記(2)の構成によれば、一方の球面状フランジと他方の球面状フランジを一部重ねて配

置できるので、配置スペースの減少による小型化を図ることができる。

【0051】さらに、(3)の構成によれば、ロール軸回りでの内燃機関の振動が、多少ジョイント部分で他の方向に分散することがあったとしても、あるいは、他の要因で、ロール軸回り以外の振動変位が生じたとしても、可撓性管状部材によりそのような変位を吸収できる。

【0052】また、(4)の構成によれば、球面状フランジを有するジョイントを中心として全方向に可動でき、このため、内燃機関のロール軸方向を考慮せずに車体に装着できる。また、排気管に対する剪断方向荷重に対して、可撓性ジョイントは弱い、剪断方向荷重に対しては球面状フランジが荷重を受けるので、可撓性ジョイントの強度を上げる必要がない。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る排気管の接続構造の一例を示した一部断面図

【図2】固定フランジと球面状フランジとの関係を示した正面図

【図3】ボルトによる締め付け状態を示した一部断面図

【図4】本発明に係る排気系の一例を示した全体図

【図5】本発明に係る排気系の概念図

【図6】エンジンのロール軸とジョイントの回転軸との関係を示した図

【図7】本発明に係る排気系の変形例を示した全体図

【図8】本発明に係る排気系の他の一例を示した全体図

【図9】図9の構造におけるエンジンのロール軸とジョイントの回転軸との関係を示した図

【図10】従来の排気管接続構造を示した図

【符号の説明】

A…ロール軸

V…各球面状フランジの球面中心点O1、O2とを結ぶ線

1…エンジン(内燃機関)

2…第1の排気管

2a…第1のマニホールド

2b…第2のマニホールド

3…ジョイント

4…第2の排気管

4a、4b…Frパイプ

5…トランスアクスル

6、8…継手

7…センターパイプ

8…継手

9…テールパイプ

12a…第1の排気口

12b…第2の排気口

15…触媒コンバータ

16…サブマフラー

10

20

30

40

50

11

12

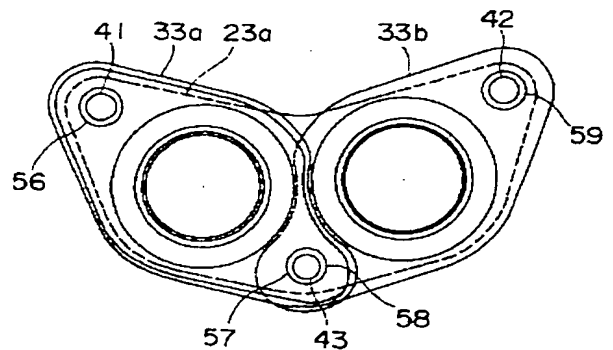
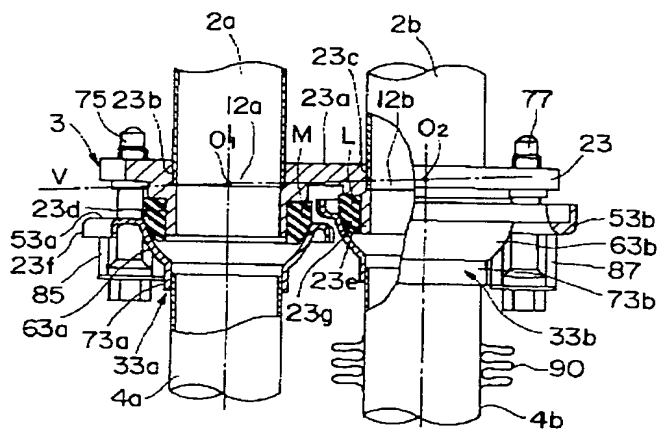
17…メインマフラー  
 20a、20b、20c…サポート  
 21…排気管重心  
 23…固定フランジ  
 23a…フランジ部  
 23b、23c…2つの連結口  
 23d、23e…連結管部  
 33a、33b…球面状フランジ  
 23f、23g…ガスケット  
 41、42、43…ボルト係止用螺子孔

53a、53b…平板状部  
 56、57、58、59…ボルト挿入孔  
 63a、63b…球面状部  
 73a、73b…連結筒  
 75…第1のボルト  
 76…第2のボルト  
 77…第3のボルト  
 85、86、87…第1～第3のコイルバネ  
 O1、O2…球面状フランジの球面中心点

10

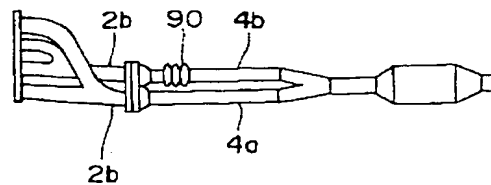
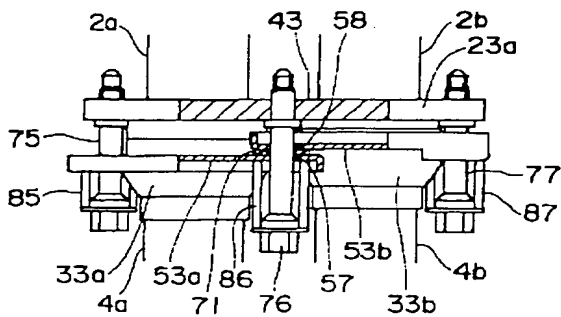
【図1】

【図2】



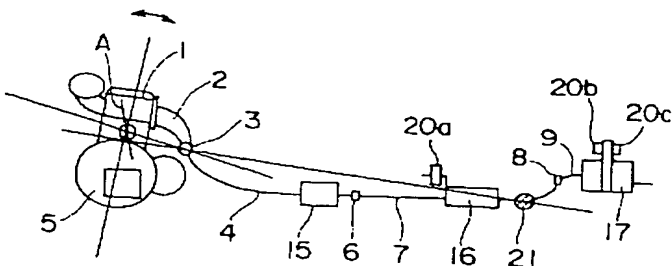
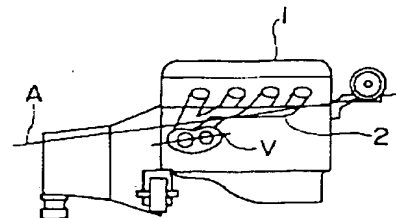
【図3】

【図4】

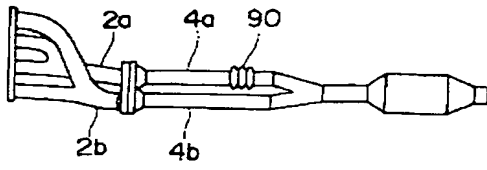


【図6】

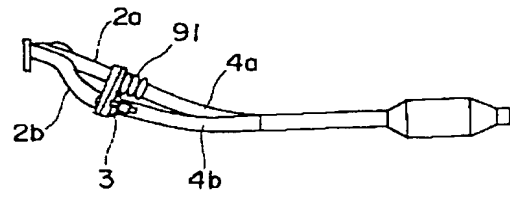
【図5】



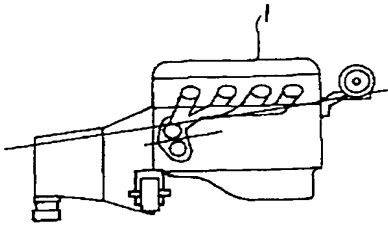
【図 7】



【図 8】



【図 9】



【図 10】

